

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO RESFRIAMENTO DE AR ATRAVÉS DE
UM TROCADOR DE CALOR HELICOIDAL

Carlos Alberto Chaves, chaves@unitau.br

Denis Rodrigues Figueira de Castro, denis.uerj@hotmail.fr

Antonio Faria Neto, ant.faria@uol.com.br

José Rui Camargo, rui@unitau.br

Eurico Arruda Filho, eurico@unitau.br

Universidade de Taubaté, Programa de Mestrado Profissionalizante em Engenharia Mecânica, www.unitau.br

F4 – PROJETO DE AR CONDICIONADO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO

Resumo. Trocadores de calor são importantes equipamentos com uma variedade de aplicações industriais incluindo indústrias de refrigeração e ar condicionado. Os trocadores de calor com bobinas helicoidais são amplamente utilizados devido a sua estrutura compacta e aos altos coeficientes de troca de calor, desta forma, podendo-se trabalhar com bom desempenho e menores custos. Este trabalho apresenta os resultados de uma simulação computacional através de um estudo que visa apresentar o desempenho entre dois trocadores de calor de bobinas helicoidais com duas e três espiras, para a temperatura de entrada do ar a ser resfriado iguais a 20°C, 25°C, 30°C, 35°C e 40°C, respectivamente, e para 10°C para temperatura de entrada da água a ser usada como fluido refrigerante. Utilizou-se para as simulações o regime laminar e o uso do software comercial CFX versão 12. O desempenho de ambos os trocadores de calor para a temperatura de 40°C de entrada do fluido quente foi bastante similar, porém, para 20°C de temperatura de entrada do fluido quente, o trocador de calor com três espiras mostrou-se aproximadamente superior. Os resultados obtidos podem ajudar no projeto de trocadores de calor helicoidais para resfriamento de ar, buscando-se alternativas para diminuição de custos dos trocadores de calor.

Palavras-chave: Resfriamento de ar, Simulação computacional, trocador de calor helicoidal, desempenho, Fluxo Laminar

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor de bobinas helicoidais, doravante, denominado TTHC (tube-in-tube helically coiled) são equipamentos industriais bastante típicos em aplicações de processos: químicos, alimentícios, energéticos, eletrônicos, ambientais, criogênicos e áreas espaciais segundo cita Kumar et al (2006). As aplicações em geral envolvem aquecimento ou resfriamento de um fluido para obter condensação ou evaporação de outros fluidos. Os trocadores de calor helicoidais são também utilizados em processos não tanto tradicionais como esterilização, pasteurização, concentração, cristalização, separação (destilação) em uma série de aplicações industriais incluindo indústrias de refrigeração e ar condicionado.

Bobinas helicoidais são amplamente utilizadas como trocadores de calor e reatores devido a sua estrutura compacta e aos altos coeficientes de troca de calor e massa. Forças centrífugas atuam no fluido durante sua passagem na bobina helicoidal e devido à curvatura das bobinas helicoidais é gerado um fluxo de fluido secundário que possui um movimento circular fazendo com que as partículas do fluido movam-se para o núcleo do tubo e devido a este fato, reduz se o gradiente de temperatura na seção do tubo e conseqüentemente aumenta a troca de calor. Este mecanismo de troca de calor adicional, perpendicular ao movimento do fluido, é verificado apenas em trocadores de calor tubos curvos. (PIMENTA 2010).

Devido ao grau de relevância do tema, o objetivo deste artigo é realizar um estudo comparativo do resfriamento de ar através de simulação numérica computacional em dois trocadores de calor helicoidais com duas e três espiras, sendo esta simulação feita em dois casos, com 20°C e 30°C para a temperatura de entrada do ar a ser resfriado. Modela-se a transferência de energia térmica a partir de uma bobina de cobre que transporta ar quente, externamente a bobina ocorre à passagem de água refrigerante a 10°C, e dessa forma, analisar as características hidráulicas do escoamento laminar em termos de campos de velocidades e pressão em um modelo de trocador de calor helicoidal usando a dinâmica de fluidos computacional.

2. MODELO FÍSICO E MATEMÁTICO

2.1. Descrição do modelo físico

A Figura 1 ilustra o arranjo foco deste estudo, onde pode se verificar a bobina helicoidal de cobre e externamente dois cilindros concêntricos passando a água refrigerante entre eles. As setas de cor azul representam o fluido frio que passa entre os cilindros. As setas laranja no sentido coaxial representam o fluido frio após aquecimento e a seta vermelha no sentido radial (entrando na serpentina) representa o fluido quente a ser refrigerado. As dimensões

utilizadas são compatíveis com as dimensões de um trocador de calor industrial, conforme Figura 2 (JMS EQUIPAMENTOS, 2012).

2.2. Descrição do modelo matemático

O modelo matemático que governa o comportamento fluidodinâmico do trocador de calor helicoidal em estudo está constituído pela equação de continuidade, pela equação da quantidade de movimento, aplicadas a um escoamento laminar, isotérmico, tridimensional, incompressível, dos fluidos ar e água, com propriedades físicas constantes (BIRD, STEWART E LIGHTFOOT, 2004).

O sistema de equações solucionadas pela dinâmica de fluidos computacional são as equações de Navier-Stokes em sua forma conservativa e laminar, isotérmico e em estado estacionário (VERSTEEG E MALALASEKERA, 1995).

O fluido pode ser considerado incompressível. A temperatura de entrada da água como fluido refrigerante é 10°C.

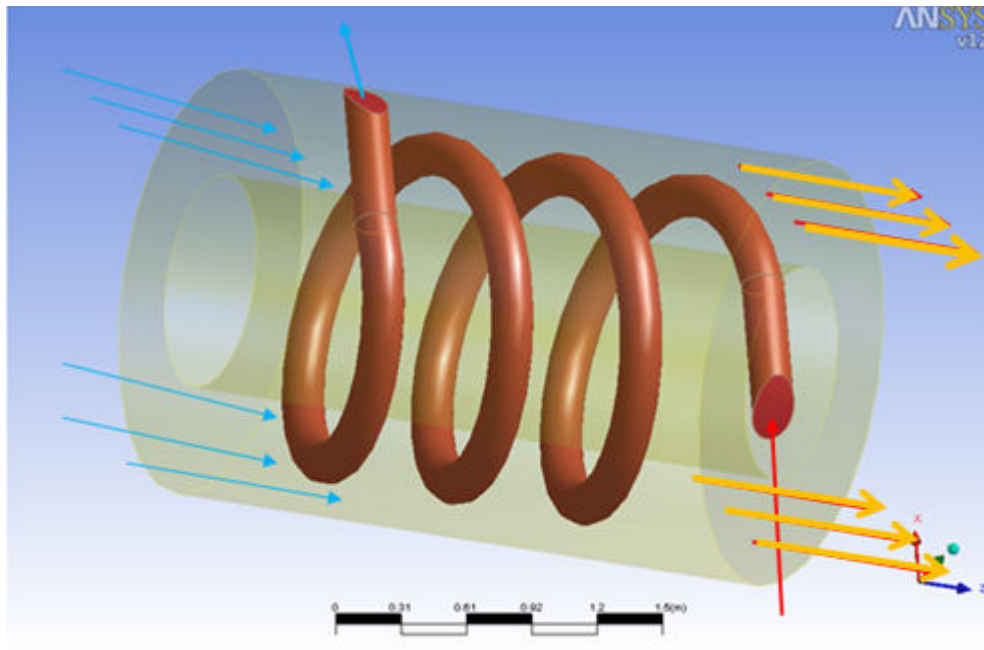


Figura 1. Modelo de trocador de calor helicoidal utilizado.



Figura 2. Trocador de calor helicoidal industrial, Fonte: JMS EQUIPAMENTOS (2012).

3. MÉTODO

Através do software comercial ANSYS 12.0 realiza-se uma simulação computacional com o objeto de avaliar as trocas térmicas e a velocidade dos fluidos ar e água durante o processo. Diversas características relevantes relativas ao dimensionamento dos trocadores de calor helicoidal são apresentadas nas tabelas 1 e 2. Os trocadores de calor analisados, possuem fluxos em contra-corrente devido ao seu melhor desempenho se comparado ao trocador de calor de correntes paralelas, utiliza-se se água como fluido refrigerante e ar é o fluido a ser resfriado e o material metálico do trocador de calor é cobre. O regime considerado é permanente e os fluidos podem ser considerados incompressíveis. A temperatura de entrada do fluido frio é 10°C. Com este nível de informação, foi realizada a simulação e os resultados são abordados na seção seguinte.

Tabela 1. Características do trocador de calor com duas espiras

DUAS ESPIRAS	
CARACTERÍSTICA	VALOR
DIÂMETRO INTERNO DA SERPENTINA:	0,196 m
DIAMETRO EXTERNO DA SERPENTINA	0,2 m
DISTÂNCIA ENTRE ESPIRAS	0,7m
ÂNGULO DE ESPIRA	79,6° ou 10,4°
DIÂMETRO DO CILINDRO MAIOR	2m
DIAMETRO DO CILINDRO MENOR	1m
COMPRIMENTO DO TC	3m
COMPRIMENTO DA SERPENTINA	11m

Tabela 2. Características do trocador de calor com três espiras.

TRÊS ESPIRAS	
CARACTERÍSTICA	VALOR
DIÂMETRO INTERNO DA SERPENTINA:	0,196 m
DIAMETRO EXTERNO DA SERPENTINA	0,2 m
DISTÂNCIA ENTRE ESPIRAS	0,6m
ÂNGULO DE ESPIRA	82° ou 8°
DIÂMETRO DO CILINDRO MAIOR	2m
DIAMETRO DO CILINDRO MENOR	1m
COMPRIMENTO DO TC	3m
COMPRIMENTO DA SERPENTINA	15m

3.1. Eficiência de um trocador de calor

O conceito de eficácia é utilizado para o cálculo da eficiência no trocador de calor. A efetividade (ϵ) pode ser definida como a relação entre a taxa de transferência de calor real no trocador de calor (q_{real}) e o máxima transferência de calor possível no trocador de calor (q_{max}), tal como a Eq. (1) (Bergman et al, 2011).

$$\epsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (1)$$

$$q_{real} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2)$$

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3)$$

Eqs. (2) e (3) apresentam as magnitudes associadas com a definição da Eq. (1) (Bergman et al, 2011).

Onde,

- C_h – capacidade térmica do fluido quente fluid [kW/°C];
- $T_{h,i}$ – temperature do fluido quente na entrada [°C];
- $T_{h,o}$ – temperature do fluido quente na saída [°C];
- $T_{c,i}$ – temperature do fluido frio na entrada [°C].

Para a Eq. (3), C_{min} é o menor valor de C_h , Eq. (4), e C_c , Eq. (5)

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad (4)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \quad (5)$$

Onde:

- C_c – capacidade térmica do fluido frio [kW/°C];
- \dot{m}_h – fluxo de massa do fluido quente [kg/s];
- $c_{p,h}$ – calor específico do fluido quente [kJ/(kg. °C)];
- \dot{m}_c – fluxo de massa do fluido frio [kg/s];
- $c_{p,c}$ – calor específico do fluido frio [kJ/(kg. °C)].

3.2. Ferramenta computacional utilizada e computador

O software comercial CFX, em sua versão 12, é um programa para a predição de escoamento laminar e turbulento, e transferência de calor, massa e reações químicas, junto com modelos adicionais tais como escoamento multifásico, combustão e transporte de partículas e é baseado no método dos volumes finitos idealizado por Patankar (1980).

O programa CFX consiste de um número de módulos: geometria (Design Modeler), geração da malha (CFX-Mesh), setup do modelo (CFX-Pré), solução (Solver) e Pós-Processamento ou gráfico (CX-Pós) (CFX-12, 2010).

O computador utilizado nas simulações foi do tipo Pentium IV – Intel com 3,2 GHz de processamento e 1500Mb de memória RAM.

3.3. Geometria utilizada

Através do módulo Design Modeler é construído a geometria do problema físico a ser estudado. O Design Modeler é um sistema CAD semelhante ao Auto CAD da Microsoft onde pode-se criar geometrias desde simples tubulações até aviões e submarinos detalhadamente. A geometria elaborada no Design Modeler do trocador de calor helicoidal estudado é mostrado na Figura 1.

3.4. Malha utilizada

Com a geometria feita, deve-se criar uma malha numérica a fim de que o software resolva numericamente o problema físico. Através do módulo CFX-Mesh é construída a malha do problema físico a ser estudado. O tipo de malha estudada foi estruturada tetraédrica e piramidal. A malha elaborada no CFX-Mesh do trocador de calor helicoidal utilizado é mostrada na Figura 3 e a Figura 4 ilustra a malha gerada na bobina helicoidal de cobre. O refinamento da malha foi obtido após testes com diferentes malhas mostrarem que, a partir deste número de nós, os resultados das simulações se tornaram independentes do tamanho da malha. As malhas utilizadas são apresentadas na Tabela 3.

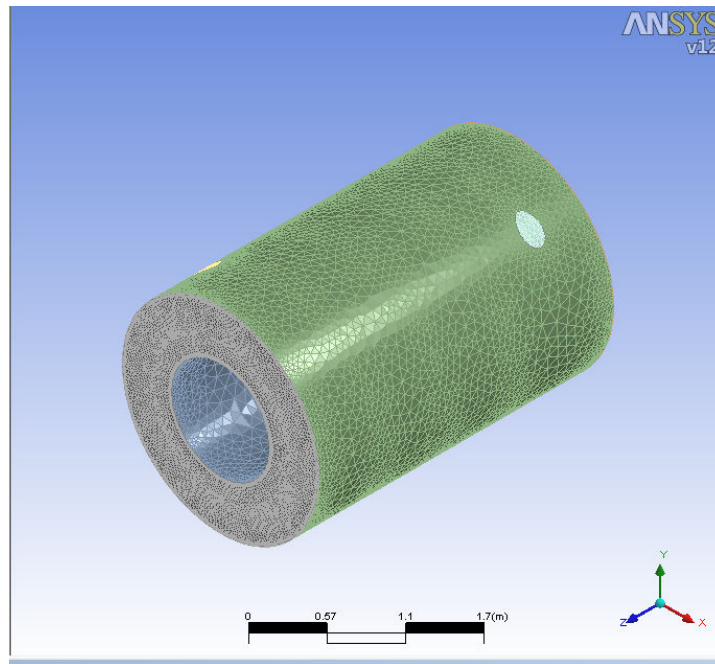


Figura 3. Representação da malha tetraédrica e piramidal da válvula borboleta utilizada.

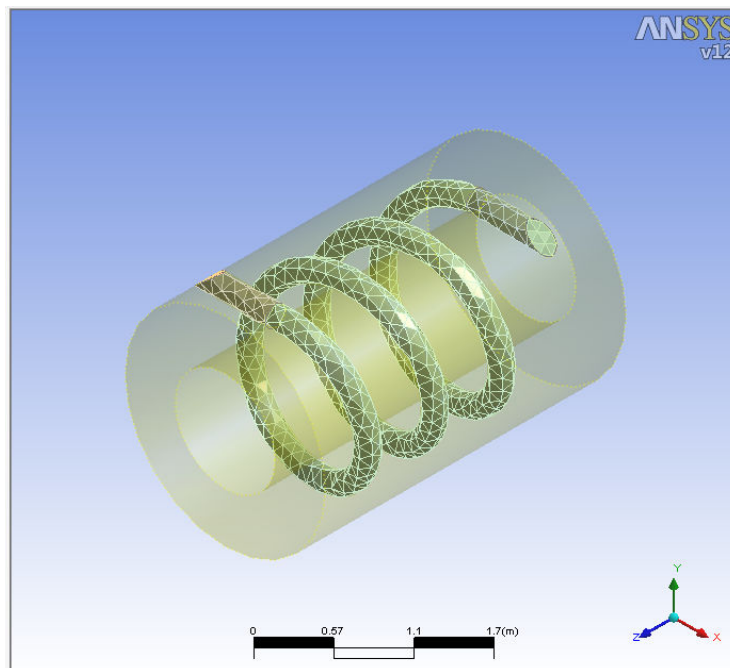


Figura 4. Representação da malha tetraédrica da válvula borboleta utilizada.

Tabela 3. Refinamento das malhas nos domínio do trocador de calor utilizado.

REFINAMENTO DAS MALHAS		
Domínio	Pontos	Elementos
Domínio frio	250931	932592
Domínio quente	147665	467159
Domínio total	398596	1399751

3.5. Condições de Contorno aplicadas às Simulações

As malhas, como apresentadas nas Figuras 3 e 4, estão prontas para definir as condições de contorno. Nesta etapa define-se as condições de contorno bem como as variáveis que deseja-se serem calculadas. A temperatura de entrada do fluido frio é 10°C. A Figura 6 apresenta detalhes das condições na entrada, saída e paredes do trocador de calor.

Para o estudo do resfriamento de ar através do trocador de calor helicoidal, foram fixadas as seguintes condições de contorno aerodinâmicas:

- Entrada de fluido: Velocidade Normal, especificada a velocidade de entrada do escoamento de água (velocidades obtidas para o regime laminar, conforme Tabela 4).
- Saída: Pressão Estática, definida o valor da pressão de saída dos fluidos, devido as condições estudadas.
- Paredes da tubulação: Não Deslizamento, esta opção é relativa a condição em que se considera a velocidade nas paredes iguais a zero.

Tabela 4. Condições de Fronteira utilizadas.

Condições de fronteira
Paredes do trocador de calor: Não deslizamento sobre as paredes (No Slip Wall)
Entrada da tubulação do trocador de calor: velocidade normal = 0,001 [m/ s]
Entrada da serpentina do trocador de calor: velocidade normal = 0,01 [m/ s]
Saída da tubulação e da serpentina: Pressão estática relativa = 0 [Pa]

3.6. Condições utilizadas para as simulações

Em relação às simulações, a caracterização do modelo se definiu na etapa de Pré-Processamento do software. Considerou-se a opção de regime estacionário, devido ao fluido não variar suas propriedades com o tempo. No domínio estudado, especificou-se uma pressão de referência de uma atmosfera (1 atm), o domínio considerado estacionário e para o fluxo laminar.

As condições impostas ao domínio do fluido requeridas para se definir a simulação são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5. Condições utilizadas para as simulações.

Parâmetro	Valor
Tipo de simulação	Estacionário
Advection Scheme	Specified Blend Factor = 0,75
Pressão de Referência	1 atm
Pressão de saída	0 atm
Critério de convergência	RMS (raiz do desvio quadrático médio)
Resíduo esperado	1×10^{-4}

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com a convergência alcançada, os resultados da simulação são apresentados sob a forma de diagrama de pressão e velocidade para diversos cortes no trocador de calor helicoidal obtidos pelo software de computação numérica.

A velocidade de entrada $V = 0,01 \text{ m/s}$ e pressão manométrica nula na saída foram as condições de contorno utilizadas na serpentina helicoidal. O fluido utilizado foi ar resfriado pela serpentina e o número de Reynolds baseado no diâmetro da tubulação é $Re = 2.790$ (regime laminar). Para o tubo, o fluido utilizado foi água com velocidade de entrada $V = 0,001 \text{ m/s}$ e o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico é de $Re = 1.230$ (regime laminar).

4.1 TROCADOR DE CALOR COM DUAS ESPIRAS

O trocador de calor com duas espiras é analisado em função da temperatura ao longo da serpentina helicoidal. A Figura 3 ilustra as temperaturas ao longo do trocador de calor com duas espiras para as temperaturas: Figura 5.a mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 20°C, onde se observa a variação da temperatura gradual ao longo da serpentina. A Figura 5.b mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 25°C, onde se observa o mesmo comportamento observado na Figura 5.a. A Figura 5.c mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 30°C, onde se observa o mesmo comportamento observado nas Figuras 5.a. e 5.b. A Figura 5.d mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 35°C, onde se observa o mesmo comportamento observado nas Figuras 5.a., 5.b e 5.c. A Figura 5.e mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 40°C, onde se observa o mesmo comportamento observado nas Figuras 5.a., 5.b, 5.c e 5.d.

A Figura 5 mostra que a temperatura de entrada na espira afeta de maneira sensível a distribuição de temperatura ao longo da serpentina. Percebe-se um aumento significativo da região fria (em azul) com o aumento da temperatura de entrada na espira.

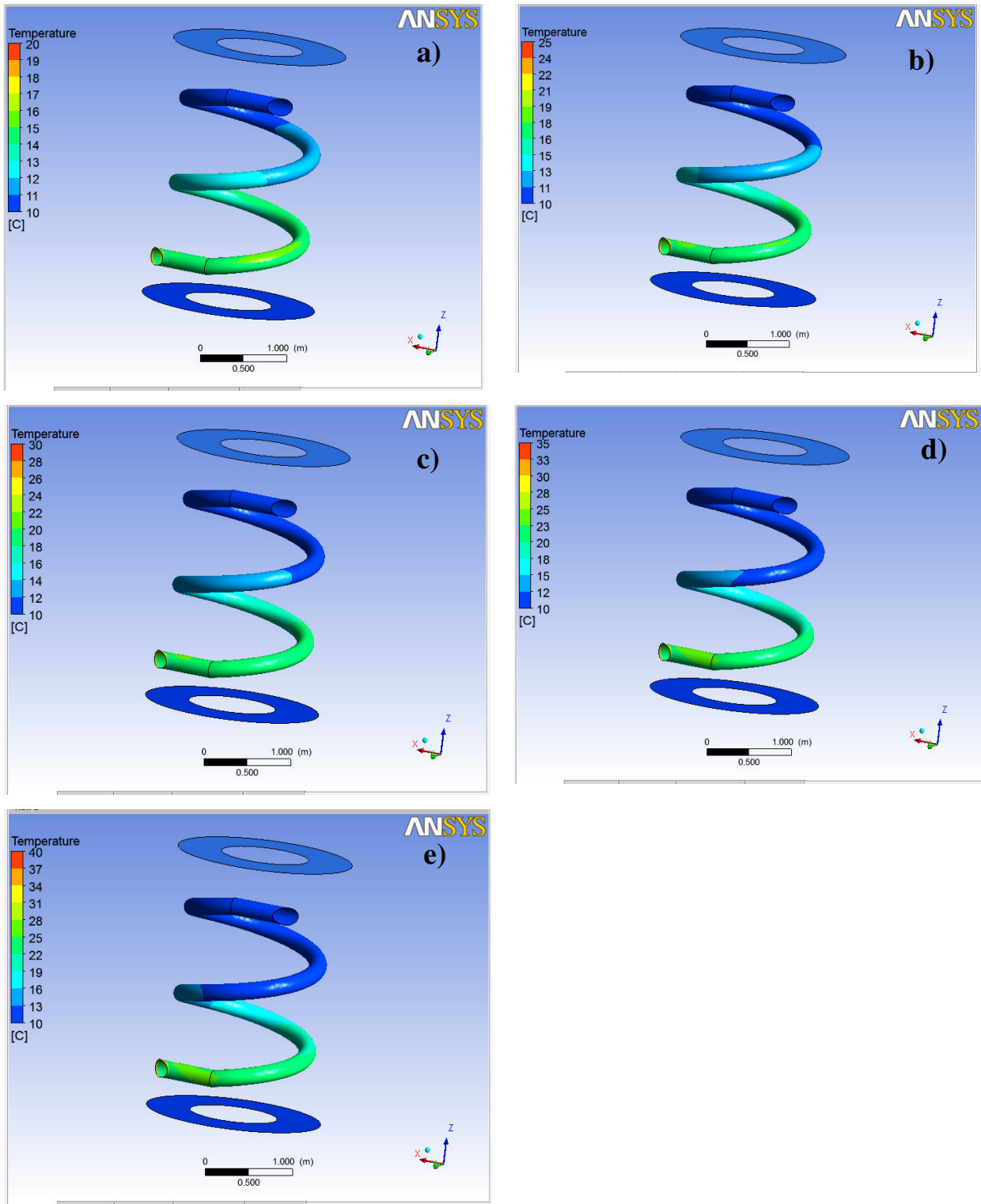


Figura 5. Saída gráfica do CFX-Post para o mapa de temperaturas no trocador de calor de duas espiras:
a) Temperatura de entrada do ar a 20°C . b) Temperatura de entrada do ar a 25°C.
c) Temperatura de entrada do ar a 30°C. d) Temperatura de entrada do ar a 35°C.
e) Temperatura de entrada do ar a 40°C.

4.2 TROCADOR DE CALOR COM TRÊS ESPIRAS

O trocador de calor com três espiras é analisado em função da temperatura ao longo da serpentina helicoidal. A Figura 6 ilustra as temperaturas ao longo do trocador de calor com duas espiras para as temperaturas.

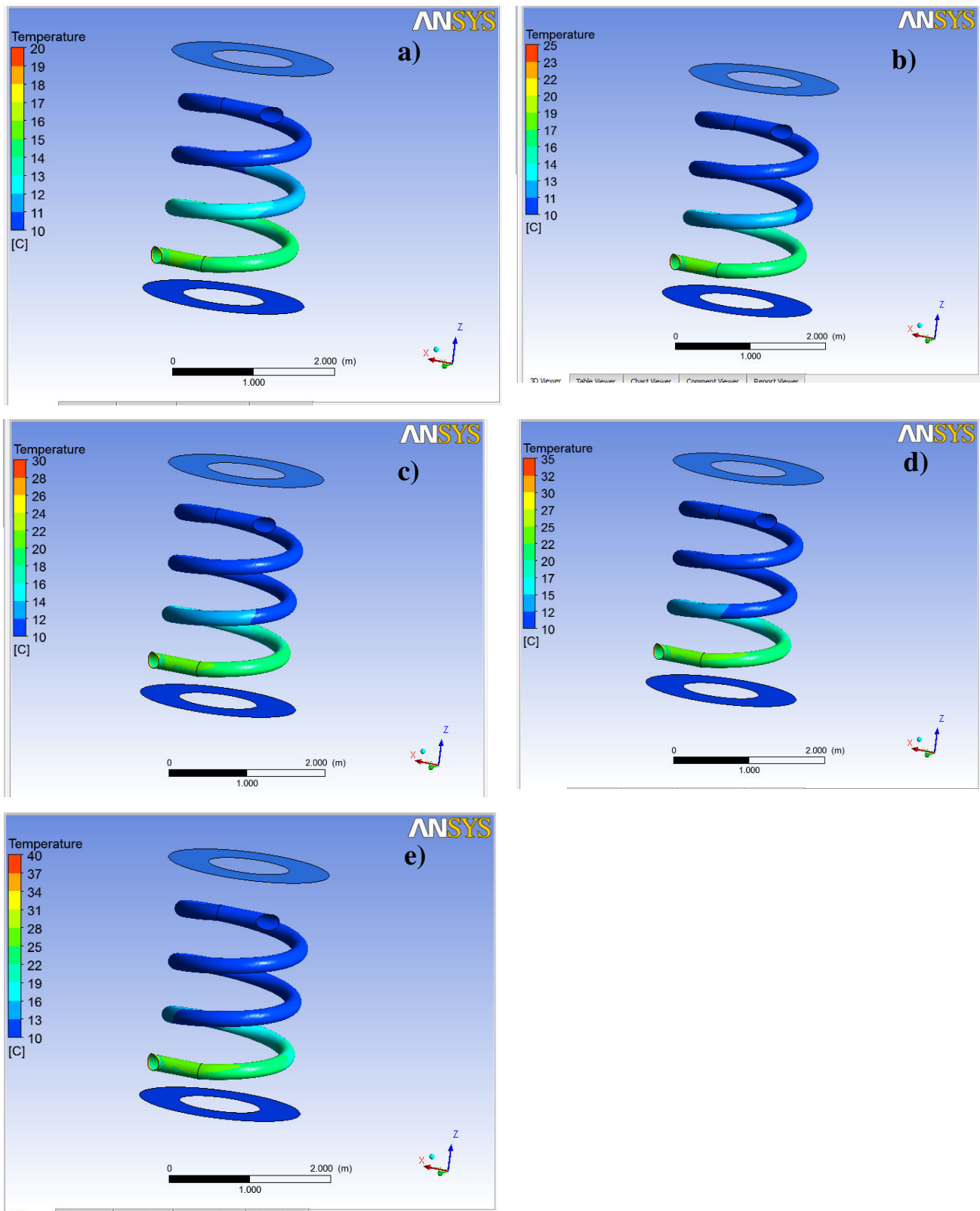


Figura 6. Saída gráfica do CFX-Post para o mapa de temperaturas no trocador de calor de três espiras: a) Temperatura de entrada do ar a 20°C . b) Temperatura de entrada do ar a 25°C. c) Temperatura de entrada do ar a 30°C. d) Temperatura de entrada do ar a 35°C. e) Temperatura de entrada do ar a 40°C.

A Figura 6.a mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 20°C, onde se observa a variação da temperatura gradual ao longo da serpentina. A Figura 6.b mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 25°C, onde se observa o mesmo comportamento observado na Figura 6.a. A Figura 6.c mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 30°C, onde se observa o mesmo comportamento observado nas Figuras 6.a. e 6.b. A Figura 6.d mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 35°C, onde se observa o mesmo comportamento observado nas Figuras 6.a., 6.b e 6.c. A Figura 6.e mostra a evolução da temperatura ao longo da serpentina para uma temperatura de entrada do ar a 40°C, onde se observa o mesmo comportamento observado nas Figura 6.a., 6.b, 6.c e 6.d.

A Figura 6 mostra que a temperatura de entrada na espira afeta de maneira sensível a distribuição de temperatura ao longo da serpentina. Percebe-se um aumento significativo da região fria (em azul) com o aumento da temperatura de entrada na espira.

Da observação das Figuras 5 e 6, observa-se uma maior eficiência para o trocador de calor com três espiras. Este fato é bastante razoável de se esperar devido ao aumento da área de troca de calor que é conseguido com uma espira a mais.

A Figura 7 mostra os resultados da eficiência para o trocador de calor com duas e três espiras, com a temperatura de entrada do fluido quente ar igual a 20°C, 25 °C, 30°C, 35°C e 40 °C respectivamente. Quando a temperatura aumenta, observa-se um aumento da eficiência provocado pelo escoamento secundário na serpentina para ambos os casos.

Da Figura 7 também se observa que a utilização de serpentinas aumenta a eficiência dos trocadores de calor, melhorando dessa forma o processo de resfriamento de ar nos trocadores de calor. Para resfriamentos com uma troca de calor relativamente baixa ($\Delta T_{max}=10^{\circ}C$) entre o fluido refrigerante e o fluido a ser refrigerado é muito pequena, é evidenciado vantagens para o trocador de calor com um numero maior de espiras. Porém este fato para ΔT superior, por exemplo, ($\Delta T_{max}=30^{\circ}C$) entre fluido refrigerante e fluido a ser refrigerado este fato não é verdade, visto que a eficiência de desempenho do trocador de calor com três espiras comparado com o de duas espiras foi aproximadamente iguais.

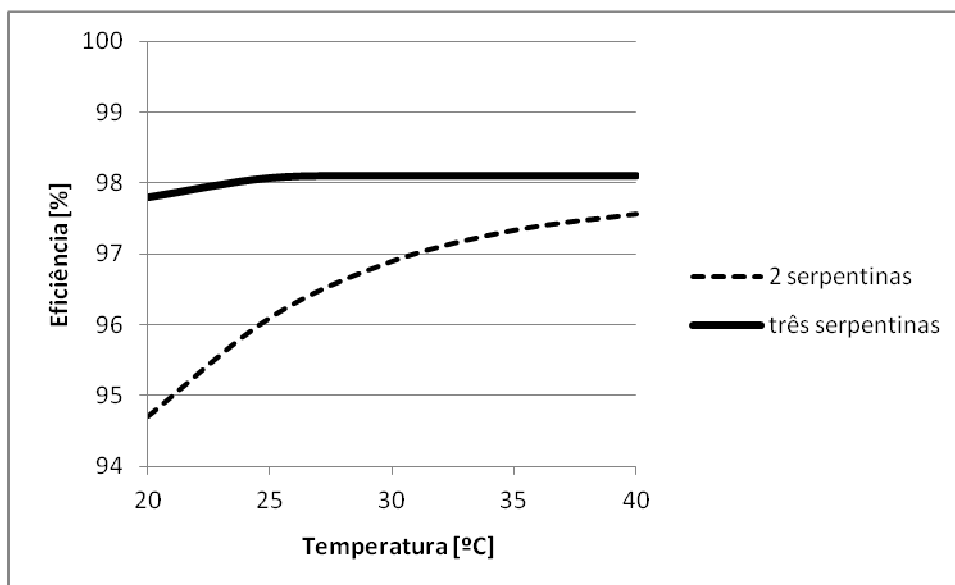


Figura 7. Eficiência em função da temperatura para o trocador de calor com duas e três serpentinas.

5. CONCLUSÕES

Conclui-se neste artigo que a utilização de serpentinas aumenta a eficiência dos trocadores de calor, melhorando dessa forma o processo de resfriamento de ar nos trocadores de calor. Para resfriamentos com uma troca de calor relativamente baixa ($\Delta T_{max}=10^{\circ}C$) entre o fluido refrigerante e o fluido a ser refrigerado é muito pequena, é evidenciado vantagens para o trocador de calor com um numero maior de espiras. Porém este fato para ΔT superior, por exemplo, ($\Delta T_{max}=30^{\circ}C$) entre fluido refrigerante e fluido a ser refrigerado este fato não é verdade, visto que a eficiência de desempenho do trocador de calor com três espiras comparado com o de duas espiras foi aproximadamente iguais. Conclui-se também neste artigo que é necessário para trabalhos futuros estudar o número de espiras versus custo de projeto versus desempenho do trocador de calor para melhor otimizar os processo de troca de calor nas indústrias devido a constante necessidade industrial de redução de custos e melhores desempenhos.

6. REFERÊNCIAS

- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2011, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7 ed. John Wiley & Sons, New York.
- Bird, R.B., Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N., 2004, Fenômenos de Transporte, LTC editora, 2a edição, Rio de Janeiro. CFX-12. User Manual, 2010, ANSYS-CFX.
- JMS Equipamentos. Trocador de calor helicoidal, Disponível em: <http://www.jmsequipamentos.com/trocador-de-calor>, acesso em 10 de novembro de 2012.
- Kumar, B., Faizee, M., Mridha, K.D.P. NIGAM, 2008, Numerical studies of a Tube in tube helically coiled heat exchanger, Chem. Eng. Process 47.
- Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, New York: Hemisphere.
- Pimenta, T.A., 2010, Estudos de transferência e escoamento em fluidos newtonianos e não newtonianos em um tubo helicoidal. Portugal. 340p Tese (Mestrado em engenharia). Universidade do Porto.
- Versteeg, H. K.; Malalasekera, W., 1995, An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method, England: Longman Scientific & Technical.

COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD) OF THE AIR COOLING THROUGH A HEAT EXCHANGER COIL

Abstract. Heat exchangers are important equipment with a variety of industrial applications including refrigeration and air conditioning industries. Heat exchangers with helical coils are widely used due to its compact structure and high heat transfer coefficients, thus, being able to work with good performance and lower costs. This paper presents the results of a computer simulation through a study that aims to present the performance between two heat exchangers with helical coils two three turns to the inlet temperature of the cold air to be equal to 20°C, 25°C, 30°C, 35°C and 40°C respectively and 10°C for inlet temperature of water to be used as the refrigerant. Was used for the simulations laminar regime and use of commercial software CFX version 12. Performance of both heat exchangers to a temperature of 40°C hot fluid inlet was very similar, but for temperature 20°C hot fluid inlet, the heat exchanger with three turns around proved superior. The results can help in the design of helical heat exchangers for cooling air, seeking alternatives for reducing costs of heat exchangers.

Keywords: Air cooling, Computational simulation, Heat exchanger coil, Performance, LaminarFlux